

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Bakalářská práce

2018

Luděk Wolf

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický systém zásobníku písku

Hydraulic system of the sandbox

Student:

Luděk Wolf

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Miroslav Bova

Zadání bakalářské práce

Student: **Luděk Wolf**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Hydraulický systém zásobníku písku**
Hydraulic System of the Sandbox
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte přehled používaných technologií při manipulaci se sypkými hmotami (šterky a písky).
2. Pro vybraný problém navrhnete koncepční technické řešení.
3. Proveďte potřebné technické a pevnostní výpočty.
4. Vyřešte kinematiku pohonu.
5. Zpracujte vybrané řešení do formy projektu a výrobní dokumentace.
6. Zpracujte návod na obsluhu a údržbu zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:


1. SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
2. PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 623 s.
3. KOPÁČEK, J. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL, 1986. 272 s.
4. PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s.
5. Projekční podklady firmy Interfluid.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

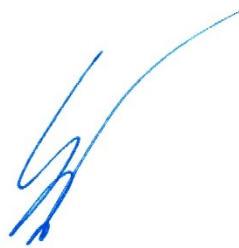
Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Miroslav Bova**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018



.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě dne 21. května 2018



.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: LUDĚK WOLF

Adresa trvalého pobytu autora práce: ENGLIŠOVA 18, 746 01 OPAVA,
ČESKÁ REPUBLIKA

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Dr. Ing. Miroslavu Bovovi za pomoc při vedení bakalářské práce, za věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích. Mé poděkování patří také společnosti Interfluid s.r.o. za poskytnutí projekčních materiálů, které mi pomohly dostat se do problematiky práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

WOLF, L. *Hydraulický uzávěr zásobníku písku: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydrauliky a hydromechaniky, 2018. Vedoucí práce: Bova, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem projektu hydraulického agregátu ovládajícího vypouštěcí uzávěry osmi-sekčního sila sypkého materiálu – písku. Na základě poznatku významu zásobníků v systémech dopravování sypkých materiálů je navržen hydraulický agregát schopný dle specifického zadání firmy Interfluid s. r. o. pohánět výpustě tohoto zásobníkového komplexu. V teoretické části práce jsou popsány základní typy prostředků pro manipulaci se sypkými materiály a v praktické části pak samotný návrh agregátu.

KLÍČOVÁ SLOVA

agregát, písek, uzávěr, doprava, hydraulika, čerpadlo

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

WOLF, L. *Information System Creation: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2018. Thesis head: Bova, M.

The bachelor's thesis focuses on design of the hydraulic aggregate project controlling the outlet valves of the eight-sectional silo for bulk material – sand. Based on knowledge of the importance of reservoirs in bulk material delivery systems, a hydraulic aggregate is designed to power the outlets of this storage complex, according the specific requirements of Interfluid s. r. o. In the theoretical part are described basic types of means for manipulation with bulk materials and in the practical part the design of aggregate itself.

KEYWORDS

aggregate, sand, valve, delivery, hydraulics, pump

Obsah

1	Úvod	5
2	Přehled používaných technologií při manipulaci se sypkými hmotami	1
2.1	Zásobníky sypkých hmot	1
2.1.1	Dělení zásobníků	1
2.1.2	Dělení zásobníků podle tvaru	2
2.1.3	Dělení zásobníku dle normy ČSN 73 5570	3
2.1.4	Způsoby naplňování zásobníků	4
2.1.5	Typy uzávěrů zásobníků	4
2.1.6	Uzávěry ploché	5
2.1.7	Uzávěry motýlové	6
2.1.8	Uzávěry kulové	7
2.2	Dopravníky sypkých hmot	7
2.2.1	Pásové dopravníky	7
2.2.2	Korečkové dopravníky	8
2.2.3	Šnekové dopravníky	9
2.2.4	Řetězové dopravníky	11
2.2.5	Gravitační dopravníky	12
3	Specifikace zadání	14
4	Návrh hydraulického systému	16
4.1	Výpočet zátěžové síly	16
4.2	Návrh hydraulického válce	17
4.3	Návrh pohonu	18
4.4	Volba nádrže	20
4.5	Návrh vedení	20
4.5.1	Návrh potrubí l_1	22
4.5.2	Návrh potrubí l_2	23
4.5.3	Návrh potrubí l_3	23

4.5.4	Návrh potrubí l_4	23
5	Závěr	25
6	Použitá literatura	26
7	Seznam příloh	27

1 Seznam použitých zkratek a symbolů

Značení	Název veličiny
v_u	Úložná výška síla
a	Délka strany uzávěru síla
h	Potřebný zdvih válce
V	Objem sloupce písku působícího na uzávěr
ρ_p	Hustota písku
m	Hmotnost
g	Gravitační zrychlení
F_g	Gravitační síla
F	Zátěžová síla
S_0	Minimální průřez
R_m	Mez pevnosti
k	Koeficient bezpečnosti
d_0	Minimální průměr
d	Průměr pístnice
D	Průměr pístu
p_1	Tlak na pístu
p_2	Tlak na mezikruží pístu ze strany pístnice
v_t	Teoretická rychlost posuvu šoupátka
Q_{t1}	Teoretický průtok při zavírání šoupátka
Q_{t2}	Teoretický průtok při otevírání šoupátka
Q_t	Teoretický potřebný celkový průtok
p	Pracovní tlak
P_t	Potřebný výkon elektromotoru
P	Skutečný výkon elektromotoru
n	Otáčky elektromotoru
V_{gt}	Teoretický geometrický objem čerpadla
V_g	Skutečný geometrický objem čerpadla
η_v	Objemová účinnost
η_m	Mechanická účinnost
Q	Skutečný průtok
v_u	Skutečná rychlost uzavírání šoupátka
v_o	Skutečná rychlost otevírání šoupátka

ΔV_v	Změna objemu při pohybu válce z jedné úvrati do druhé
p_{zv}	Celková tlaková ztráta tlakových vedení
$l_1 - l_4$	Délky úseků vedení 1 – 4
ν	Kinematická viskozita oleje
ρ	Hustota oleje
$v_{t1} - v_{t4}$	Teoretické rychlosti proudění v úsecích 1 - 4
$d_1 - d_4$	Navržené průměry úseků 1 - 4
$v_1 - v_4$	Skutečné rychlosti proudění v úsecích 1 – 4
$Re_1 - Re_4$	Renoldsova čísla v úsecích 1 – 4
$\lambda_1 - \lambda_4$	Součinitele třecích ztrát v úsecích 1 - 4
$p_{z1} - p_{z4}$	Tlakové ztráty vedení v úsecích 1 – 4

Uvedené fyzikální veličiny vždy obsahují adekvátní jednotku poznamenanou při jejich výskytu v práci.

2 Úvod

Vrátíme-li se myšlenkou do doby, kdy se začali po naší planetě Zemi procházet první bytosti, které dnešní archeologové mohli nazvat lidmi, ocitneme se v čase přibližně tři a půl milionu let v době dnes známé jako starý paleolit. Tehdejší lidé, jako *Australopithecus africanus*, *Homo erectus* nebo *Homo habilis* se v literatuře uvádí jako první předchůdci člověka. Hned přesuneme k období, které zavládlo po něm, tedy k střednímu paleolitu. V tomto období datovaného 250 000 – 40 000 let př. n. l. se po zemi začali procházet první lidé, kteří se nám, dnešním lidem podobali mnohem více. Celý střední paleolit je nejvíce charakterizován vývojem člověka pojmenovaného podle německého údolí nedaleko Düsseldorfu – Neandrtal. Míněn je zde člověk neandrtálský, o kterém má spousta lidí představu, že žil téměř výhradně v jeskyních nebo pod skalními převisy. O takovém obydlí pračlověka se zmínil i Eduard Štorch ve svém románu *Lovci mamutů*: „Jeskyně se od vchodu trochu ve skále zatáčela jako chodba a ztrácela se kdesi ve tmě. V přední světlé části se rozšiřovala v postranní sklep, ale dále za ohybem se zužovala. Lovci tu naráželi hlavami, i když se přikrčili, na kamenné rampouchy a na pahýly, buď visící ze stropu chodby, nebo stojící v cestě. Všichni cítili průvan, který svědčil o tom, že jeskyně je nejspíše spojena ještě s nějakými dalšími podzemními dutinami. Líbila se jim tato příhodná jeskyně ve vápencové stráni. Budou v ní mít bezpečný a krytý útulek v dlouhé zimě. Ženy složily v jeskyni těch několik kožešin, jež nesly, a vyházely ven zvířecí kosti a suché větvičky, které se v koutech povalovaly.“ Jak už se dnes s jistotou ví, už člověk neandrtálský si pro potřeby uchovávání jídla nebo ukrytí se před silným větrem stavěli chýše z kostí, rozlehlé i 70 m². Můžeme tedy mluvit o jakémsi počátku stavitelství člověka.

Další velký skok ve stavitelství učinili mezopotámci, kteří přibližně 4 000 let př.n.l. začali pro stavební účely mimo dřeva a kamene používat také na slunci sušené hlíněné cihly nebo hlíněnou omítku. Je to tedy první zmínka o využití hlíny, co by sypkého materiálu ke stavitelství. Tyto stavební směsi umožňovaly architektům budovat první klenby a sloupy, přestože se nevyskytovaly velmi často. Dokonce ani ve starém Egyptě, který zasahuje do stejného období jako Mezopotámie, se ještě písku co by stavebního materiálu nevyužívalo. Egypťané stavěli své běžné příbytky z rákosu či dřeva, náhrobní a chrámové stavby, jako např. pyramidy z otesaného kamene nebo pálených hlíněných cihel. Až s příchodem antiky a podrobení se Egypta římské nadvládě učí egyptské architekty používat pískovec a přidávat písek do štukových omítek.

Dostali jsme se tedy do antického Řecka, kdy se začal písek využívat ve velkém. Antikové jej používali do štukových omítek, pro tvorbu střešních tašek nebo dlažby, spárování, a nebo také ve sklenářském odvětví.

Od této doby se písek běžně používá a pochopitelně se tedy začaly rozvíjet i nástroje pro jednodušší manipulaci s ním. Dnes se písek dopravuje ve velkém množství a existuje již spousta technologií, které dopravu ulehčují. Jedním z prvků dopravních systémů ať už písku, nebo jiných sypkých hmot je zásobník pro písek, který dočasně písek skladuje a umožňuje jej dávkovat dále do potřebných míst, kde je třeba. Výrazně tak zvyšuje plynulost provozu moderních dopravních systémů.

Výpustě zásobníků jsou uzavírány několika různými typy uzávěrů, poháněných mechanicky, pneumaticky nebo hydraulicky. Cílem této bakalářské práce je tedy samotný návrh specifického hydraulického agregátu, který by byl schopný takový zásobník pohánět a dle potřeby otevřít či uzavřít výpust' zásobníku. Navrhl jsem tedy hydraulický systém, který tvoří pohonnou jednotku takového dávkovače zásobníku písku.

3 Přehled používaných technologií při manipulaci se sypkými hmotami

3.1 Zásobníky sypkých hmot

Zásobníky, jsou vymezené prostory (nádrže) pro uskladňování nejen sypkých, ale také nesypkých či balvanovitých materiálů a hmot. Tyto zásobníky bývají nejčastěji železobetonové nebo ocelové. V praxi se ale můžeme setkat se zásobníkem gumovým a v některých provizorních konstrukčních řešeních také se zásobníkem dřevěným.

Funkcí zásobníku písku je zvýšení plynulosti dopravního systému, a tedy optimalizace technologických operací, které jsou v rámci tohoto dopravního systému provozovány. Provozovatelé se snaží dbát na to, aby se materiál v zásobníku zdržoval co nejkratší dobu, a to hned ze dvou důvodů: Jednak z důvodu dodržení předepsaného provozu nádrže a jednak proto, že tyto zásobníky jsou zařízení velmi nákladná jak na výrobu, tak i na provoz samotný díky množství spotřebované energie při zvedání a dopravování materiálu do zásobníku.

Další užití zásobníků v praxi může být ochrana skladovaného materiálu před vlivy okolního prostředí např. v průmyslových závodech, a ve výjimečných případech také naopak ochrana před znečištěním životního prostředí právě skladovanou látkou.

3.1.1 Dělení zásobníků

Zásobníky můžeme rozdělit hned podle několika různých kritérií.

- Podle tvaru
 - Pravoúhlé
 - Válcové
- Podle normy ČSN 73 5570
 - Bunkr
 - Silo

3.1.2 Dělení zásobníků podle tvaru

Zásobník pravoúhlý

Jedná se o zásobníky s průřezem ve tvaru čtverce či obdélníku. Právě díky svému tvaru jsou tyto zásobníky velmi výhodné z pohledu pozicování, tj. mezi jednotlivými nádržemi vzniká minimum nezastavěného prostoru, bohužel však na úkor stability a tuhosti. Z toho důvodu se tento typ zásobníku podpírá vnějšími výztuhami. Nádrže bývají umístěny v oblastech havarijních zabezpečení zkombinovány se zásobníky válcovými.



Obr. č. 1 - Pravoúhlý zásobník písku

Zdroj: <http://www.sila-nadrze.cz/zasobniky.html>

Zásobník válcový

Jak již název napovídá, těla těchto zásobníků jsou válcového tvaru, tedy s kruhovým průřezem. Oproti pravoúhlým typům jsou tyto nádrže výrazně tužší a stabilnější a navíc tak splňují i nejpřísnější kritéria. Jejich nevýhoda tkví nepochybně v pozicování, kdy při zastavování plochy těmito nádržemi vzniká mezi nimi spousta prázdného a velmi špatně využitelného prostoru.



Obr. č. 2 - Válcová sila pro kaolin

Zdroj: <http://vitkovice-envi.cz/produkt/sila/>

3.1.3 Dělení zásobníku dle normy ČSN 73 5570

Bunkr

Je skladovací zařízení, pro které platí:

$$h \leq 1,5 \cdot \sqrt{A} \quad (2.1)$$

a pro kruhové průřezy komory:

$$h \leq 1,33 \cdot d \quad (2.2)$$

Kde je: h - výška komory
d - vnitřní průměr komory
A - příčný průřez zásobníku

Jinými slovy bunkry jsou široké, dlouhé a nízké. (1)

Silo

Je skladovací zařízení, pro které platí:

$$h \geq 1,5 \cdot \sqrt{A} \quad (2.3)$$

Kde je: h - výška komory

A - příčný průřez zásobníku

Naopak sila bývají velmi vysoká i 80 metrů. (1)

3.1.4 Způsoby naplňování zásobníků

V praxi se nejčastěji využívají dva způsoby naplňování zásobníků:

- Mechanicky
- Pneumaticky

Mechanicky naplňované zásobníky

Mechanické doplňování zásobníků je zajištěno materiálovými dopravníky, které se volí dle typu dopravovaného materiálu. Pro sypké hmoty to jsou nejčastěji dopravníky pásové, šnekové, korečkové, řetězové a dovoluje-li to konstrukční řešení zásobníku, tak i dopravníky gravitační. Jak uvádí literatura (1), mechanické plnění je ideální používat tam, kde požadujeme vysokou výkonost při minimálních provozních nákladech. (1)

Pneumaticky naplňované zásobníky

Pneumatické plnění potrubí, kterým je materiál dopravován do zásobníku, je často vedené pod zemí nebo těsně nad ní, kvůli úspory volného prostoru. Zvedá se až těsně u zásobníku, kde je připevněno na jeho plášť a vyústí se těsně pod jeho střechou. Konec pneumatického plněního potrubí se připojuje k připojovacímu hrdlu do zásobníku.

3.1.5 Typy uzávěrů zásobníků

Uzávěr je ta část zásobníku, která má funkci otevírání a zavírání otvorů k odtoku materiálu ven a některé typy umožňují regulovat množství materiálu odtékajícího ven. Vzhledem k zadání této práce jsou uzávěry zásobníků hlavním zájmem teoretické části.

Také uzávěry zásobníků můžeme rozlišovat hned podle několika kritérií. Jedním z nich je rozdělení podle konstrukce, kde rozlišujeme tři základní typy:

- Ploché
- Motýlové
- Kulové

Dalším kritériem, už ne tolik výrazným je rozdělení podle způsobu, kterým je pohyb uzávěru poháněn:

- Ruční
- Pneumatické
- Motorické

V případech, kdy není třeba velkých sil k uzavření víka a při malém množství manipulací se využívá ručních uzávěrů s ručními koly. Při potřebě větších sil k uzavření ručního ventilu pak uzávěry s koly řetězovými. U uzávěrů s pneumatickým pohonem se používá ovládání šoupátka dvěma nebo více pneumatickými válci, u uzávěrů motorických pak ovládání elektrickými otočnými servomotory. Tyto typy se používají při větších četnostech manipulací s uzávěrem a nabízí možnost dálkového ovládání.

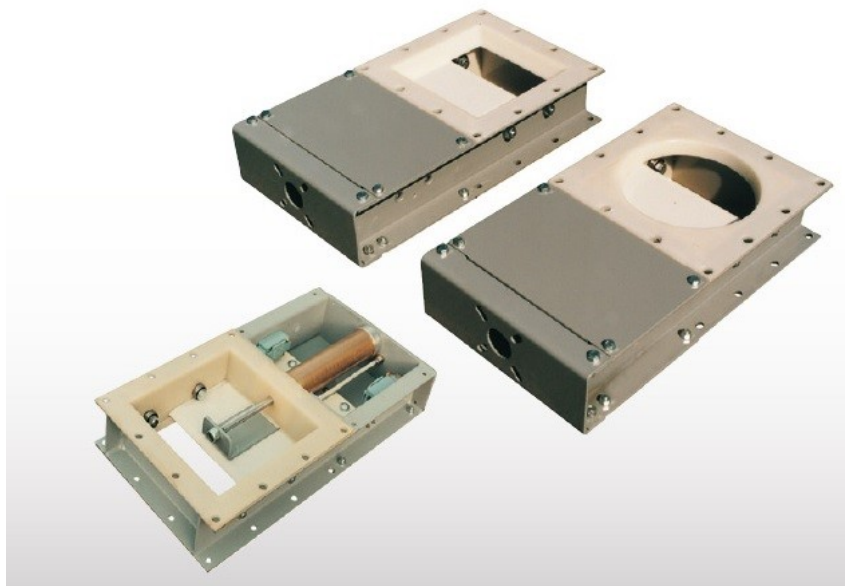
3.1.6 Uzávěry ploché

Ploché, nebo také šoupátkové uzávěry jsou nejjednodušším typem uzávěrů zásobníků. Slouží k méně častému uzavírání toku sypkých nelepivých materiálů a v havarijních situacích je lze použít také k regulaci průtočného množství.

Literatura (1) popisuje šoupátkové uzávěry následovně: šoupátkové uzávěry jsou určeny k provoznímu a havarijnímu uzavírání toku materiálu z výpustných otvorů násypek, zásobníků a podobných zařízení. Nejsou určeny k regulaci průtočného množství materiálu. Jsou vhodné pro široký okruh sypkých, suchých, práškových a zrnitých materiálů s granulometrií v rozsahu 0 - 32 mm, v technologických souborech výroby cementu, vápna, mletých surovin, stavebního kameniva a podobných produktů. Šoupátkový uzávěr má obvykle čtvercový, u atypických provedení obdélníkový průtočný průřez, který je uzavíráný deskovým šoupátkem. Rám šoupátka je svařen z ocelových U - profilů. Do rámu vložená deska šoupátka je podepírána válcovou hlavou šroubů, u větších velikostí navíc podélnou podpěrrou v ose. List šoupátka je těsněn na výstupu z průtočného průřezu seřiditelnou

ucpávkou, průtočný průřez šoupátka je těsněn mezi listem a rámem po celém obvodu těsnicí šňůrou. Těsnění i okraje listu jsou chráněny ocelovými čtyřhrany. (1)

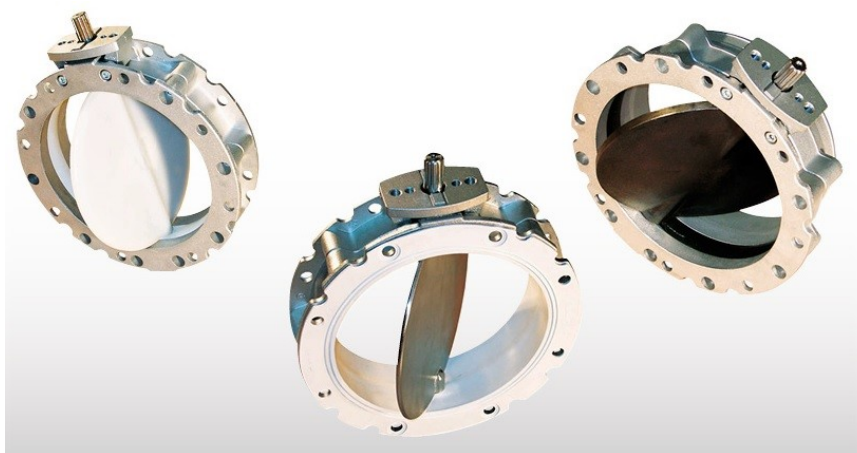
Pro pohyb šoupátkovými uzávěry se v praxi používají tři základní typy pohonů.



Obr. č. 3 - Šoupátkové uzávěry (3)

3.1.7 Uzávěry motýlové

Velmi častý typ uzávěru s tzv. motýlovou klapkou se pro zásobníky sypkých hmot používá velice často. Klapka z nerezové oceli je vložena do těla tvořeného většinou hliníkovou slitinou a je navíc vyloženo polymerovou těsnicí vrstvou.



Obr. č. 4 - Motýlové uzávěry (3)

3.1.8 Uzávěry kulové

Kulové uzávěry se liší od výše zmíněných tím, že akčním tělesem zde není plošné těleso, ale těleso kulového charakteru, přesněji kulová výseč. Otočením tělesa kolem osy koule dojde k otevření nebo uzavření ventilu. Kulové uzávěry jsou velmi snadno uzavíratelné i při vysokém sloupci materiálu nad ventilem.



Obr. č. 5 - Kulový uzávěr (3)

3.2 Dopravníky sypkých hmot

3.2.1 Pásové dopravníky

Velice častým typem dopravníku je dopravník pásový. Je určen k souvislému dopravování jak materiálů sypkých, tak kusového zboží. Slouží k výhradně vodorovnému nebo mírně šikmému dopravování materiálu. Pásové dopravníky jsou oblíbené jednak díky velkému množství dopravovaného materiálu, které činí až $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ a také dopravované vzdálenosti, která dovoluje-li to členitost terénu může být až 5 000 m. Dopravní pás se pak může pohybovat rychlostí až $10\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Protože při dopravování dochází k přímému kontaktu dopravního pásu a vodícího žlabu s dopravovaným materiálem není tento typ dopravníku vhodný k dopravování abrazivních materiálů (tedy materiálů, které by mohly svým pohybem poškodit dopravník), materiálů s lehce rozdrtitelnou konzistencí nebo lepkavých materiálů.



Obr. č. 6 - Pásový dopravník písku (5)

3.2.2 Korečkové dopravníky

Korečkové dopravníky jsou konstruovány k přepravě sypkých, zrnitých a práškových materiálů vertikálním, tedy svislým směrem. Několik malých lisovaných nádob – korečků – pevně připevněných na unášecím pásu dopravuje naložený sypký materiál směrem zdola nahoru, kde je na konci dopravní trajektorie vysypán z korečku buď gravitačním nebo odstředivým způsobem na další dopravní medium. Korečky na dopravnících nabývají různých tvarů a velikostí podle toho, v jakém odvětví průmyslu je dopravník užíván a jaký materiál a jaké množství unáší. Dopravní výšky korečkových unašečů bývají mnohdy i 60 metrů. Kvůli způsobu vyprázdnování korečků není tento druh dopravníku vhodný pro silně přilnavý či lepkavý materiál.



Obr. č. 7 - Korečkový dopravník

Zdroj: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kvalitni-retezy-a-koreckove-elevatory.html>

3.2.3 Šnekové dopravníky

Šnekové dopravníky dopravují sypké materiály pomocí šnekovnice vedené v tubě nebo žlabu, kde je materiál veden. Tento systém dopravy se nejčastěji používá k vodorovnému či šikmému dopravování, ale v případě vedení tubou jej lze použít také svislým směrem.



Obr. č. 8 - Svislý tubový šnekový dopravník

Zdroj: <http://www.pabzavitovky.sk/sk/o-zavitoch/>

Dopravníky jsou v průmyslu velmi oblíbené díky plynulosti dopravování, a hlavně díky poziční úspoře prostoru, díky které je jednodušší konstruovat dopravní systémy z více dopravníků najednou.



Obr. č. 9 - Systém šnekových dopravníků plnicích zásobníky

Zdroj: <http://noveagrostroje.webgarden.cz/rubriky/homepage/snekove-dopravniky>

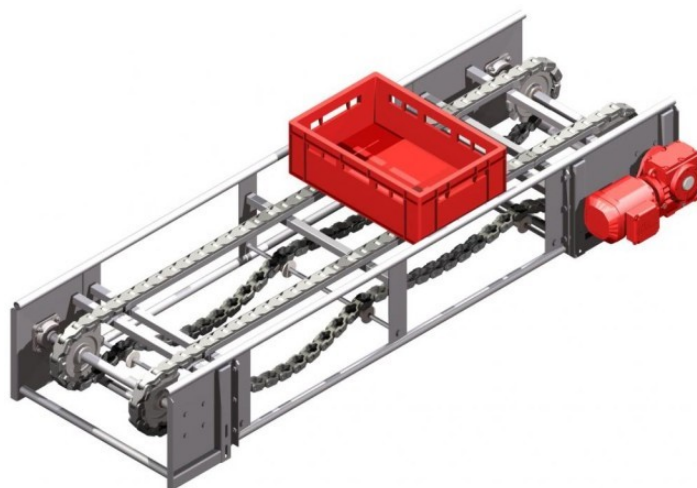
Další nepochybná výhoda dopravníku je i způsob, kterým bývá poháněn. K manipulaci s dopravovaným materiálem je třeba pouze dodávat mechanickou energii šnekovnici, která se pouze otáčí kolem osy v jednom nebo druhém směru. Z čehož plyne další výhoda šneku, a to že v případě potřeby může dopravovat materiál v obou směrech.



Obr. č. 10 - Žlabový šnekový dopravník pro dřevozpracující průmysl (1)

3.2.4 Řetězové dopravníky

Řetězové dopravníky, nebo také redlery jsou takovou obdobou pásových dopravníků, které svým tvarem je také často velmi připomínají. Rozdíl tkví v tom, že hnaným elementem zde není přímo dopravní pás, ale nekonečný řetěz, který buď sám o sobě unáší na svých tvarově upravených článcích dopravovaný materiál, nebo je na něm připevněný další prvek, který pak unáší sypký nebo kusový materiál. Tímto prvkem bývá buď to právě onen pás. V případě užití redlerů při dopravě sypkých hmot bývá často využito konstrukčního řešení, kdy se unášecí řetěz pohybuje ve žlabu a mezi několika články má upevněnou pevnou příčku kolmo k unášecímu směru, která dodává tak sypkému materiálu hybnost. S oblibou se tento typ dopravníku používá v případě, kde pásový dopravník není schopný dopravit materiál do příliš strmého svahu.



Obr. č. 11 - Řetězový dopravník

Zdroj: <http://strand.cz/produkty/retezovy-dopravnik/attachment/products-ilu-129-1/>



Obr. č. 12 - Řetězový dopravník sypkých hmot

Zdroj: <https://www.logismarket.cz/odes/retezove-dopravniky/2411931407-947644238-p.html>

3.2.5 Gravitační dopravníky

Jak název napovídá, gravitační dopravník využívá gravitace Země k pohybu přepravovaného kusového zboží. Jedná se v podstatě o dráhu složenou z pohyblivých válců řazených za sebou, která má přesně dimenzovaný spád podle rychlosti dopravy zboží. Hybná síla dopravovaných tedy vzniká z jejich vlastní hmotnosti. Na tomto typu dopravníku prakticky není možné sypké materiály dopravovat.



Obr. č. 13 - Dráha gravitačního dopravníku

Zdroj: <https://www.logismarket.cz/logsys/dopravniky-pro-distribuci-centra-zakaznicka/2965312865-947644224-p.html>

Na schématu v obrázku č. 14 jsem pozičně zaznačil konstrukci systému v osmi-sekčním silu. Černými tečkami jsem vyznačil podpěry jednotlivých zásobníků z každé sekce. Z hydraulického agregátu HA je kapalina rozvedena do čtyřech elektrických ovládacích center, odkud se řídí otevírání a zavírání vždy dvou uzávěrů. Z center vede kapalina do boxů, ve kterých jsou po dvou umístěné hydraulické rozváděče pro ovládání válců. Na schématu jsou zaznačeny červenými obdélníky. Z těchto boxů je už kapalina rozvedena do samotných válců v uzávěrech, zaznačených modře. Uzávěry jsou v dostatečné výšce, aby pod každý dvojblok mohl vjet nákladní vůz.

5 Návrh hydraulického systému

5.1 Výpočet zátěžové síly

Pro prvotní určení zatížení každého hydromotoru bylo třeba určit, jakou silou bude zatěžován při pohybu se šoupátkem. Zvolil jsem tedy vhodný typ uzávěru pro otevírání a zavírání výsypu sila s úložnou výškou $v_u = 10$ m. Jde o uzávěr firmy HAS CZ a.s. (3) Šoupátková klapka VLQ2503. Na tuto klapku s čtvercovým průřezem o délce strany $a = 220$ mm, a tedy potřebným zdvihem $h = 275$ mm působí vlivem gravitační síly sloupec uskladněného písku o objemu:

$$V = a^2 \cdot v_u = 0,22^2 \cdot 10 = 0,484 \text{ m}^3 \quad (5.1.1)$$

Hmotnost takového objemu suchého písku o obvyklé hustotě $\rho_p = (1350 \div 1650) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ jsem určil vzorcem:

$$m = \rho_p \cdot V = 1650 \cdot 0,484 = 798,6 \text{ kg} \quad (5.1.2)$$

Při znalosti hmotnosti jsem byl schopen určit sílu, kterou vlivem gravitace působí sloupec písku nad uzávěrem na posuvné šoupátko:

$$F_g = m \cdot g = 798,6 \cdot 9,81 = 7834 \text{ N} \quad (5.1.3)$$

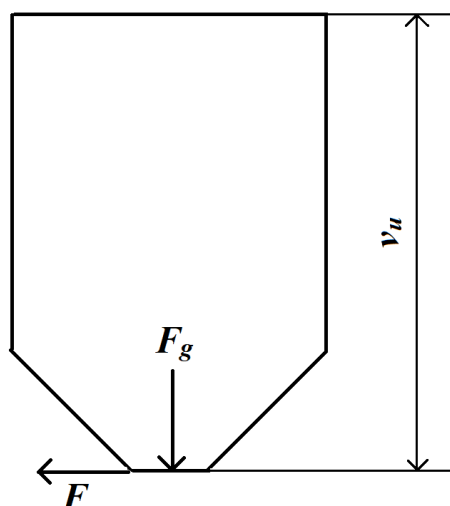
kde g je konstanta gravitačního zrychlení na Zemi.

Šoupátko se pohybuje ve směru kolmo k síle F_g , kde vlivem pohybu šoupátka vzniká třecí síla F .

$$F = F_g \cdot f = 7834,3 \cdot 0,5 = 3917 \text{ N} \quad (5.1.4)$$

kde f je koeficient tření, který jsem zvolil $f = 0,5$ abych zahrnul vliv tření oceli při pohybu šoupátka a také možnost navýšení hustoty písku vlivem počasí, např. když písek zvlhne nebo zamrzne.

Výsledná síla $F = 3917 \text{ N}$ je síla, která bude zatěžovat pohyb každého hydraulického válce při otevírání a zavírání šoupátka u každého sila.



Obr. č. 15 - Schéma silových účinků uvnitř síla

5.2 Návrh hydraulického válce

Aby bylo možné vypočítanou silou zatížit, je třeba ověřit, jaký minimální průřez potřebuje nabývat pístnice, aby zátěž vydržela.

$$S_0 = \frac{F}{R_m} \cdot k = \frac{3917}{500} \cdot 2 = 14 \text{ mm}^2 \quad (5.2.1)$$

kde R_m je mez pevnosti v tahu materiálu pístnice a k je zvolený koeficient bezpečnosti. Z vypočteného minimálního průřezu pak můžeme určit minimální průměr pístnice:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14}{\pi}} = 4,2 \text{ mm} \quad (5.2.2)$$

Zvolil jsem válec, který má průměr pístnice $d = 25 \text{ mm}$ a průměr pístu $D = 50 \text{ mm}$.

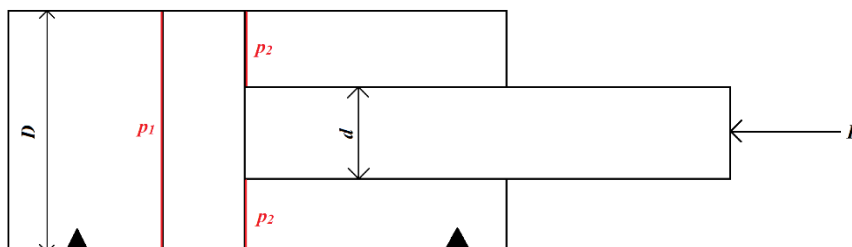
Tyto parametry mi stačily k vypočítání tlaků při vysouvání a zasouvání pístu.

Výpočet tlaku na píst při jeho vysouvání, a tedy uzavírání síla:

$$p_1 = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{3917 \cdot 4}{\pi \cdot 50^2} = 1,99 \text{ MPa} \quad (5.2.3)$$

Výpočet tlaku na píst při jeho zasouvání, a tedy otevírání síla:

$$p_2 = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{3917 \cdot 4}{\pi \cdot (50^2 - 25^2)} = 2,66 \text{ MPa} \quad (5.2.4)$$



Obr. č. 16 - Schéma válce

5.3 Návrh pohonu

V zadání není blíže specifikované, jak rychle by se měl uzávěr síla zavírat. Proto jsem dle uvážení určil prvotní rychlost posuvu šoupátka $v_t = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Po zvolení rychlosti, jakou se má šoupátko pohybovat jsem byl schopen určit teoretické průtoky, kterých je třeba k dosažení zvolené rychlosti. Ty jsem tedy spočítal následovně:

$$Q_{t1} = v_t \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 9,81 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3.1)$$

$$Q_{t2} = v_t \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,025^2)}{4} \quad (5.3.2)$$

$$Q_{t2} = 2,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Spočítal jsem potřebné průtoky pro oba dva směry posuvu pro jeden hydraulický válec. Ve specifikaci zadání je ale zmíněno, že musí být možné ovládat až čtyři síla zároveň. Platí tedy, že potřebný průtok bude čtyřnásobný k většímu průtoku teoretickému z obou vypočítaných.

$$Q_t = Q_{t1} \cdot 4 = 9,81 \cdot 10^{-5} \cdot 4 = 3,92 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3.3)$$

$$Q_t = 23,54 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Dále jsem zvolil pracovní tlak systému $p = 8 \text{ MPa}$, který bude nastaven na pojišťovacím ventilu a který jsem potřeboval pro výpočet potřebného výkonu elektromotoru pohánějícího hydrogenerátor. Ten jsem vypočítal ze vztahu:

$$P_t = \frac{Q_t \cdot p}{60} = \frac{23,58 \cdot 8}{60} = 3,14 \text{ kW} \quad (5.3.4)$$

Na základě tohoto výpočtu jsem byl schopen navrhnout vhodný elektromotor. Vybral jsem elektromotor SIEMENS 1LE1002-1BB23 4kW.1435ot (6), podle kterého jsem určil další parametry potřebné k dalším výpočtům, a to sice skutečný výkon $P = 4 \text{ kW}$ a otáčky elektromotoru $n = 1435 \text{ min}^{-1} = 23,92 \text{ s}^{-1}$. Byl jsem tedy schopen určit teoretický geometrický objem hydrogenerátoru V_{gt} .

$$V_{gt} = \frac{Q_t}{n} = \frac{3,92 \cdot 10^{-4}}{23,92} = 1,64 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 16,4 \text{ cm}^3 \quad (5.3.5)$$

Dle potřebného geometrického objemu jsme zvolil hydrogenerátor firmy Argo Hytos s objednávacím kódem GP2 L – 18R – GD GC (7), se skutečným geometrickým objemem $V_g = 18 \text{ cm}^3$. Dle výrobce má tento hydrogenerátor objemovou účinnost $\eta_V = (0,89 \div 0,96)$ a mechanickou účinnost $\eta_m = 0,85$.

Nominal Size Parameters		Symbol	Unit	Displacement												
			[cm³]	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	
Actual displacement		V _g	[in³]	0.183	0.244	0.366	0.488	0.610	0.732	0.854	0.976	1.098	1.220	1.343	1.526	
Rotation speed	nominal	n _n	[min ⁻¹]	1500												
	minimum	n _{min}	[min ⁻¹]	800	600		500						400			
	maximum	n _{max}	[min ⁻¹]	4000			3500	3000		4000			3600	3200	3000	
Pressure at inlet*	minimum	p _{1min}	[bar]	-0,3 (-4.4 PSI)												
	maximum	p _{1max}	[bar]	0,5 (7.3 PSI)												
Pressure at outlet**	max. continuous	p _{2n}	[bar]	270						250			220		200	
			[PSI]	3916						3626			3191		2901	
	maximum	p _{2max}	[bar]	285						265			235		215	
			[PSI]	4134						3844			3408		3118	
	peak	p ₃	[bar]	300						280			250		230	
			[PSI]	4351						4061			3626		3336	
Weight		m	[kg]	2,6	2,63	2,65	2,75	2,8	2,95	3,03	3,1	3,22	3,35	3,4	3,5	
			[lbs]	5.73	5.80	5.84	6.06	6.17	6.50	6.68	6.83	7.10	7.39	7.50	7.72	

Obr. č. 17 - Technická specifikace navrženého čerpadla (7)

Po získání těchto údajů jsem dopočítal skutečný průtok oběhu:

$$Q = V_g \cdot n \cdot \eta_v = 18 \cdot 10^{-6} \cdot 23,92 \cdot 0,89 \quad (5.3.6)$$

$$Q = 3,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 22,99 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

A posledním krokem jsem dopočítal také skutečnou rychlost posuvu šoupátka v uzávěru síla při uzavírání:

$$v_u = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{3,83 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3.7)$$

A rychlost posuvu šoupátka při otevírání síla:

$$v_o = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{3,83 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot (0,05^2 - 0,025^2)} = 0,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3.8)$$

Po přepočtu rychlostí pohybů šoupátek se uzávěr síla zcela otevře za přibližně 1,1 sekundy a zcela uzavře přibližně za 1,4 sekundy. Vzhledem k funkčnosti uzávěru síla je mezi těmito časy jen nepatrný rozdíl, takže není třeba regulovat rychlost v jednom nebo druhém směru.

5.4 Volba nádrže

Proto, abych byl schopen zvolit vhodnou nádrž potřebuji zjistit změnu objemu tekutiny ve válci ΔV_v při posunu z jedné úvratě do druhé. Tu zjistíme odečtením objemů na obou stranách pístu ve válci:

$$\Delta V_v = V_1 - V_2 = h \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - h \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (5.4.1)$$

$$\Delta V_v = 275 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4} - 275 \cdot \frac{\pi \cdot (50^2 - 25^2)}{4}$$

$$\Delta V_v = 134990 \text{ mm}^3 = 0,135 \text{ dm}^3$$

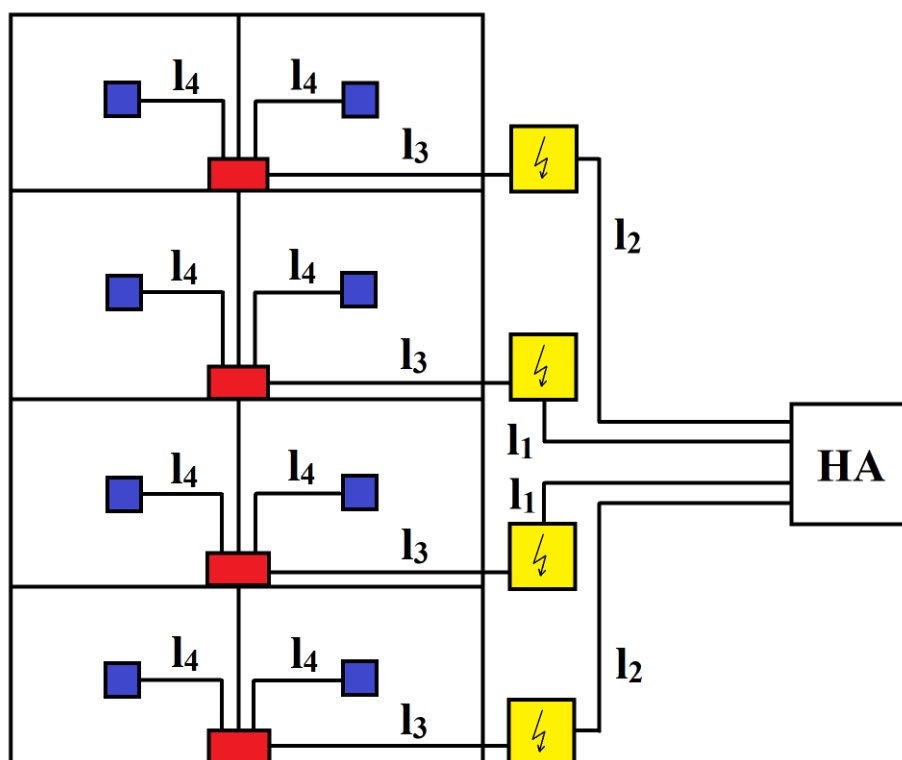
Tento výsledek je pouze změna objemu v jednom válci. Protože je ale možné operovat až se čtyřmi válci zároveň, výsledná změna objemu bude:

$$\Delta V = 4 \cdot \Delta V_v = 4 \cdot 0,135 = 0,54 \text{ dm}^3 \quad (5.4.2)$$

Zvolil jsem hliníkovou hydraulickou nádrž od dodavatele HYDROMA, typ AB 70, s ocelovým víkem SD 70 a vypouštěcími zátkami AS G1/2.

5.5 Návrh vedení

Pro návržení potrubního systému jsem nakreslil zjednodušené schéma, kde jsem rozdělil jednotlivé typy úseků do 4 kategorií a pojmenoval podle délek potrubí l_1 až l_4 .



Obr. č. 18 - Schéma potrubního systému

Z hydraulického agregátu HA vede potrubími l_1 a l_2 pracovní kapalina do čtyřech ovládacích center. Z každého z nich pak potrubí l_3 pokračují s dopravou kapaliny do boxů s rozváděči pro každý válec. S těmito boxy jsou pak potrubími l_4 propojeny válce uzávěrů jednotlivých sil. Potrubí je samozřejmě ve všech případech dvoucestné (obousměrné), kvůli jednoduchosti však není druhý směr žádného potrubí zakreslen. Délky jednotlivých potrubí jsem uvedl v následující tabulce:

Tabulka 1 - Délky úseků potrubí

Potrubí	Délka [m]
l_1	16
l_2	22
l_3	6
l_4	5

Ke správnému výpočtu tlakových ztrát v potrubích bylo třeba specifikovat provozní kapalinu. S ohledem na požadavky čerpadla a provozní podmínky celého systému jsem zvolil hydraulický olej PARAMO HM 46 s kinematickou viskozitou při $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\nu = 46\text{ mm}^2\text{ s}^{-1}$ a hustotou $\rho = 876\text{ kg m}^{-3}$.

Celková ztráta všech vysokotlakých potrubí, která mohou být zatěžována zároveň je pak součet jejich tlakových ztrát. Maximální počet uzávěrů, které mohou být otevírány zároveň je dle specifikace zadání 4.

$$\begin{aligned} p_{zv} &= 2 \cdot p_{z1} + 2 \cdot p_{z2} + 2 \cdot p_{z3} + 4 \cdot p_{z4} \\ p_{zv} &= 2 \cdot 0,39 + 2 \cdot 0,53 + 2 \cdot 0,14 + 4 \cdot 0,33 \\ p_{zv} &= 3,44 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.5.1)$$

5.5.1 Návrh potrubí l_I

Začal jsem zvolením teoretické rychlosti proudění pracovní kapaliny v potrubí $v_{tI} = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Požadovaný průměr při zvolené rychlosti proudění a již dříve určeném skutečném průtoku v systému:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{t1}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,83 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 3}} = 0,0127 \text{ m} \quad (5.5.2)$$

Proto jsem zvolil hadici o světlosti G1/2“, tedy s vnitřním průměrem 12,7 mm. Protože je navržený průměr totožný s průměrem zvoleným, skutečná rychlost proudění v potrubí l_I bude tedy totožná s rychlostí zvolenou:

$$v_1 = v_{t1} = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5.3)$$

Pro výpočet hodnoty tlakové ztráty potrubí l_I jsem začal výpočtem Reynoldsova čísla, abych mohl určit typ proudění v potrubí:

$$R_{e1} = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,0127}{46 \cdot 10^{-6}} = 833 [-] \quad (5.5.4)$$

Kde ν je viskozita pracovní kapaliny.

$$R_{e1} < R_{ekrit} \quad (5.5.5)$$

Kde $R_{ekrit} = 2320 [-]$.

Protože v tomto případě platí rovnice (4.5.4), jedná se o laminární typ proudění a pro následující výpočet součinitele třecích ztrát jsem použil následující vztah:

$$\lambda_1 = \frac{64}{R_{e1}} = \frac{64}{833} = 0,0768 [-] \quad (5.5.6)$$

Nyní jsem získal všechna data potřebná k výpočtu samotné tlakové ztráty v potrubí l_I :

$$\begin{aligned} p_{z1} &= \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho = 0,0768 \cdot \frac{16}{0,0127} \cdot \frac{3^2}{2} \cdot 876 \\ p_{z1} &= 386541 \text{ Pa} = 0,39 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.5.7)$$

5.5.2 Návrh potrubí l_2

Při návrhu potrubí l_2 jsem postupoval stejným způsobem, jako u potrubí l_1 . Zvolil jsem stejnou požadovanou rychlost v potrubí, což má za následek, že světlost potrubí l_2 a rychlost proudění v potrubí l_2 budou shodné s potrubím l_1 . Stejně tak i hodnota Reynoldsova čísla Re_2 a hodnota součinitele třecí ztráty λ_2 .

$$v_{t2} = v_{t1} = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5.8)$$

$$d_2 = d_1 = 0,0127 \text{ m} \quad (5.5.9)$$

$$Re_2 = Re_1 = 833 [-] \quad (5.5.10)$$

$$\lambda_2 = \lambda_1 = 0,0768 \quad (5.5.11)$$

Opět se tedy jedná o laminární proudění. Tentokrát ale bude vlivem rozdílné délky potrubí rozdílná tlaková ztráta:

$$p_{z2} = \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho = 0,0768 \cdot \frac{22}{0,0127} \cdot \frac{3^2}{2} \cdot 876 \quad (5.5.12)$$
$$p_{z2} = 531457 \text{ Pa} = 0,53 \text{ MPa}$$

5.5.3 Návrh potrubí l_3

Návrh potrubí a výpočet tlakové ztráty je opět obdobný, jako u potrubí l_1 a l_2 . Rychlost proudění, teoretický, a tedy zvolený průměr, Reynoldsovo číslo a součinitel třecí ztráty budou nabývat stejných hodnot:

$$v_{t3} = v_{t2} = v_{t1} = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5.13)$$

$$d_2 = d_3 = d_1 = 0,0127 \text{ m} \quad (5.5.14)$$

$$Re_2 = Re_2 = Re_1 = 833 [-] \quad (5.5.15)$$

$$\lambda_3 = \lambda_2 = \lambda_1 = 0,0768 \quad (5.5.16)$$

Znovu dopočítám opět rozdílnou tlakovou ztrátu:

$$p_{z3} = \lambda_3 \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{v_3^2}{2} \cdot \rho = 0,0768 \cdot \frac{6}{0,0127} \cdot \frac{3^2}{2} \cdot 876 \quad (5.5.17)$$
$$p_{z3} = 144942 \text{ Pa} = 0,14 \text{ MPa}$$

5.5.4 Návrh potrubí l_4

Potrubí l_4 je už potrubí, které spojuje válec s rozváděčem. Zvolil jsem zde větší požadovanou rychlost proudění $v_{t4} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. V tomto případě budu postupovat stejně, jako u návrhu potrubí l_1 .

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{t4}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,83 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 5}} = 0,0098 \text{ m} \quad (5.5.18)$$

Pro tento vypočítaný požadovaný průměr vedení jsem zvolil světlost G3/8“, tedy 9,5 mm. Takže platí:

$$d_4 = 0,0095 \text{ m} \quad (5.5.19)$$

Následuje potřebný výpočet skutečné rychlosti proudění v potrubí:

$$v_4 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_4^2} = \frac{4 \cdot 3,83 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 5^2} = 5,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5.20)$$

Reynoldsovo číslo:

$$R_{e_4} = \frac{v_4 \cdot d_4}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,0095}{46 \cdot 10^{-6}} = 1115 [-] \quad (5.5.21)$$

Opět se tedy jedná o laminární proudění a mohl jsem přikročit k výpočtu součinitele třecí ztráty:

$$\lambda_4 = \frac{64}{R_{e_4}} = \frac{64}{1115} = 0,0574 [-] \quad (5.5.22)$$

A dopočet samotné tlakové ztráty:

$$p_{z4} = \lambda_4 \cdot \frac{l_4}{d_4} \cdot \frac{v_4^2}{2} \cdot \rho = 0,0574 \cdot \frac{5}{0,0095} \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 876 \quad (5.5.23)$$

$$p_{z4} = 330805 \text{ Pa} = 0,33 \text{ MPa}$$

6 Závěr

Jak jsem se v úvodu jsem se zmínil, a jak sám titul práce napovídá, hlavním bodem této bakalářské práce bylo navržení hydraulického agregátu, který by byl schopný otevírat a znova zavírat uzávěr na výpusti zásobníku písku. Po zpracování teoretické části a průzkumu základních prvků využívaných v dopravě sypkých materiálů Bylo zadání ještě hlouběji specifikováno. V konečném důsledku jsem po konkretizaci zadání navrhnul hydraulický agregát pro osmi-sekční silo, tedy osm zásobníků uspořádaných do bloku ve čtyřech dvojblocích. Z jednoho místa, kde je umístěno elektrické ovládací centrum je možné ovládat jednu řadu uzávěrů, tedy jednu dvojici. Každý uzávěr pak lze mechanicky ovládat zvlášť, ale pouze pro kritické případy. Z provozních důvodů je systém dimenzován na současný provoz pouze čtyř uzávěrů zároveň. Takové opatření, jak jsem uvedl v návodu na použití, jsem doporučil provést elektrickou pojistkou v každém ze čtyř ovládacích center systému, např. potřeby klíče k aktivaci ovládacího panelu a vydání pouze dvou klíčů najednou. To však už není v mezích oboru hydrauliky.

Pohon celého systému je provozován z jednoho agregátu, k jehož návrhu jsem využil projekční podklady firmy Interfluid s. r. o. Je přizpůsoben k venkovnímu celoročnímu provozu v zastřešeném prostoru v teplotách, odpovídajícím našemu podnebí. Pro případ nepříznivých teplot je agregát vybaven elektrickým ohřívačem a dvěma termostaty. Jeden termostat hlídá provozní teplotu minimální a druhý maximální kritickou teplotu, jako bezpečnostní pojistku. Jednou z dalších bezpečnostních pojistek je v systému měřič hladiny, který zastaví celý agregát, pokud hladina oleje v nádrži klesne pod kritickou hodnotu.

V přílohách bakalářské práce dodávám listinu projektu s výkresem hydraulického systému a návod na ovládání, kde přesně jsem specifikoval zbylé prvky a popsal přesnou funkčnost hydraulického systému v praxi. Navržený obvod s agregátem je tak plnohodnotný systém, připravený zapojit se do své činnosti.

7 Použitá literatura

- (1) BRÁZDA, Robert, Jan VYLETĚLEK, Kamil SKÁCEL, Petr GÜNTHER, Jaroslav GRABEC a Jakub ŽALČÍK. *Dopravní a manipulační zařízení: Přednáška 9* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2018-04-21]. ISBN 978-80-248-3012-4. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_038/Dopravn%C3%AD%20a%20manipula%C4%8Dn%C3%AD%20za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD.pdf. Elektronická akademická práce. Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava.
- (2) *ADAPT dopravníky Pardubice: výroba dopravníků* [online]. Pardubice, ©2018 [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: <http://www.adaptdopravniky.cz/>
- (3) Uzavírání toku sypkých materiálů: Nabídka produktů. *HAS CZ a.s.: Manipulace a zpracování sypkých a kalových materiálů* [online]. Ostrava: Digital Wizards, ©2013, © 2013 [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/uzavirani-toku-sypkych-materialu>
- (4) KVITA, Josef. *Pásový dopravník: Belt conveyor* [online]. Brno, 2013 [cit. 2018-04-25]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=65831. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Martin Jonák.
- (5) *VVV MOST spol. s.r.o.: Dopravníky* [online]. Most: *Insion.cz*, ©2018 [cit. 2018-04-25]. Dostupné z: <http://www.vvmost.cz/dopravniky/>
- (6) *Elektromotory Moravec s. r. o.: Siemens* [online]. Hoštejn: Partner Media, 2011 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/>
- (7) Hydraulické pohony: Argo Hytos. *Argo Hytos* [online]. Ostrava - Vítkovice [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyroby/hydraulicke-pohony.html>
- (8) PARAMO HM 46: E-shop. *MOGUL: Made in PARAMO* [online]. Pardubice: Paramo, 2014, 2014 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://eshop.paramo.cz/zbozi.aspx?kod=V032244310>
- (9) Nabídka prduktů HYDROMA: Hydraulické nádrže. *HYDROMA: Hydraulické systémy* [online]. Uherský Brod: HYDROMA, 2016, 2016 [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/prislusenstvi-1/nadrze/>

8 Seznam příloh

Příloha A	Funkční schéma hydraulického systému
Příloha B	Návod na obsluhu
Příloha C	Projektová dokumentace